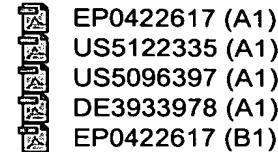


SUCTION-CONTROLLED GEAR RING PUMP

Patent number: JP3175182
Publication date: 1991-07-30
Inventor: EISENMANN SIEGFRIED A
Applicant: EISENMANN SIEGFRIED A
Classification:
- **International:** F04C2/10
- **European:**
Application number: JP19900274470 19901011
Priority number(s):

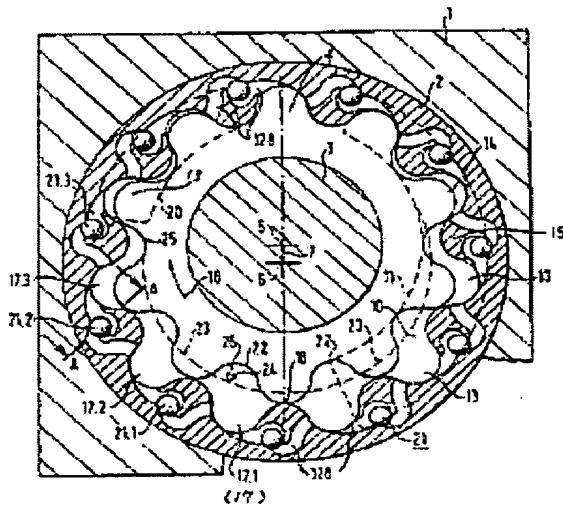
Also published as:



Abstract of JP3175182

PURPOSE: To provide a gear ring pump of a simple structure in which the end of a discharge channel orifice which is far away from the most deeply engaged part is positioned near the most deeply engaged part, and in which feed cells adjoin to adjacent feed cells via overflow channels, with check valves placed in the overflow channels.

CONSTITUTION: The end of a discharge channel orifice which is far away from the most deeply engaged part is positioned near the most deeply engaged part so that a plurality of feed cells 17 are always present between the end of the discharge channel orifice and an ambient part where the feed cells 17 start to diminish. The feed cells 13, 17 adjoin to the respective adjacent feed cells 13, 17 via overflow channels 128 which are provided at least and preferentially in one (2) of gears 2, 4, and check valves 21 are placed in the overflow channels 128 in such a way as to work against the flow of operating fluid against the feed direction.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特許公報 (B2)

(11) 特許番号

第2638282号

(45) 発行日 平成9年(1997)8月6日

(24) 登録日 平成9年(1997)4月25日

(51) Int.Cl. [®]	識別記号	府内整理番号	F I	技術表示箇所
F 04 C 2/10 15/04	3 2 1 3 1 1		F 04 C 2/10 15/04	3 2 1 Z 3 1 1 B

請求項の数12(全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平2-274470

(22) 出願日 平成2年(1990)10月11日

(65) 公開番号 特開平3-175182

(43) 公開日 平成3年(1991)7月30日

(31) 優先権主張番号 P 3 9 3 3 9 7 8. 5

(32) 優先日 1989年10月11日

(33) 優先権主張国 ドイツ (DE)

(73) 特許権者 999999999

ジークフリード アー. アイゼンマン
ドイツ連邦共和国 7960 アウレンドル
フ, コンチェスシュトラーセ 25

(72) 発明者 ジークフリード アー. アイゼンマン
ドイツ連邦共和国 7960 アウレンドル
フ, コンチェスシュトラーセ 25

(74) 代理人 弁理士 山本 秀策

審査官 久保 竜一

(56) 参考文献 特開昭56-118582 (JP, A)
米国特許3515496 (U.S., A)

(54) 【発明の名称】 吸い込み調整される歯車ポンプ

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸い込み調整される歯車ポンプであって、
ケーシングと、
該ケーシングの歯車室内に回転可能に配置され、内部で
噛合される内歯車と、
該内歯車より歯が1つ少なく、該内歯車内に配置されて
該内歯車と噛合する小歯車であって、該小歯車の歯は、
該内歯車の歯と共に、拡大し再び縮小する動作流体用の
給送セルを連続的に形成し、該給送セル間を密閉する、
小歯車と、
該ケーシング内に配置され、該動作流体の吸い込みおよび
排出を行う吸い込み溝および吐出溝であって、該歯車
室の噛合が最も深い点の両側に開口している吸い込み溝
および吐出溝と、
該吸い込み溝内に備えられた固定式または可変式のスロ

2

ットルと、
ポンプの圧力範囲内の逆止め弁と
を有しており、
該吐出溝の口の端と給送セルが小さくなり始める周縁上
の箇所との間に常に複数の給送セルが存在するように、
噛合の最も深い点から遠く離れている該吐出溝の口の端
が噛合の最も深い点の近くに位置し、
各給送セルは、少なくとも一方の歯車に備えられている
オーバーフロー溝を介して、各々隣接する給送セルに連
通されており、
該逆止め弁は、該動作流体が、その給送方向と反対の方
向に流れるのを防ぐように、該オーバーフロー溝に配置
されている、
歯車ポンプ。
【請求項2】 前記吸い込み溝および前記吐出溝の口は、

前記歯車室の複数ないしは単数の正面の壁に位置している、請求項1に記載の歯車ポンプ。

【請求項3】前記オーバーフロー溝は両歯車の歯の中に配置されている、請求項1または請求項2に記載の歯車ポンプ。

【請求項4】前記逆止め弁は、玉弁として形成され、該弁を有する歯車の回転運動の遠心力によって該玉弁が弁座に押しつけられる、請求項1～請求項3のいずれかに記載の歯車ポンプ。

【請求項5】前記逆止め弁は前記内歯車内に配置されており、該逆止め弁を有する該内歯車は、2つの半分から形成されており、該2つの半分は、鏡像形であり、各々前記オーバーフロー溝および前記弁座の半分を有する、請求項1～請求項4のいずれかに記載の歯車ポンプ。

【請求項6】前記歯車の2つの半分は、粉末冶金の焼結方法で製作されている、請求項5に記載の歯車ポンプ。

【請求項7】前記歯車の2つの半分は、爆発溶接によって接続されている、請求項5に記載の歯車ポンプ。

【請求項8】前記歯車の2つの半分は、焼結によって接続されている、請求項5に記載の歯車ポンプ。

【請求項9】前記玉弁は、非金属材料で構成され、あるいは非金属材料でコーティングされている、請求項4～請求項8のいずれかに記載の歯車ポンプ。

【請求項10】前記オーバーフロー溝は、前記小歯車内に配置されており、かつ該小歯車の軸状前面から加工され、弁用の玉を収容している空洞を有し、該空洞は、穴あけされた流入および流出溝を備えている、請求項1～請求項3のいずれかに記載の歯車ポンプ。

【請求項11】前記逆止め弁には支持縁が備えられており、該支持縁は、弁座方向に向かう遠心力から、玉弁に対して接線方向に作用する成分を作り出す、請求項4～請求項10のいずれかに記載の歯車ポンプ。

【請求項12】請求項1～請求項11のいずれかに記載の歯車ポンプを、自動車モーターおよび/またはギヤ用の油および/または水圧ポンプとして使用することを特徴とする歯車ポンプ。

【発明の詳細な説明】

(産業上の利用分野)

本発明は、吸い込み調整される歯車ポンプに関し、より詳しくは、ケーシングの歯車室内に内歯車と内歯車に噛合する小歯車を備えた歯車ポンプに関する。

従来の技術

ポンプの駆動は主に小歯車(ビニオン)を支持する駆動軸を回転させて行われる。このようなポンプは、例えば水圧システムによる流体の供給のために使用される。

ところで、自動車エンジン(モータ)とギヤとは高い回転速度で作動される。回転比は、通常、10:1およびそれ以上に設定される。

これに対して、オートマチックギヤの自動車エンジンにおける潤滑油供給システム(ポンプ)の出力は、さらに

水圧切り換えエレメントへの圧力供給およびキャビテーションに対抗してコンバータへの供給の機能を具備しなければならない。自動車エンジンおよびトランスマッキシヨン(ギヤ)に関しては、このようなポンプの出力が回転速度にほぼ比例する範囲は、その作動範囲の下側三分の一のみである。回転速度の高い範囲では、潤滑油の需要の増加は、エンジンの回転速度よりもはるかに少ない。従って、駆動制御された潤滑油あるいは水圧ポンプ、または回転速度に依存して調整可能な給送量を有するポンプが必要となる。潤滑油および/または水圧式ポンプのうち、最も良く使われるタイプは歯車ポンプである。なぜなら、歯車ポンプは構造が簡単で、安価でありかつ信頼性が高いからである。

(発明が解決しようとする課題)

歯車ポンプの欠点は、回転ごとの給送力(運搬力)が調整可能でないこと、すなわち、理論的な給送力が回転数に比例することである。回転速度に対する給送量の実際的な特性は、給送圧力、油の粘性、吸い込みおよび圧力導管内の流抵抗、歯車噛み合せの配置、歯車の幅、およびポンプの構成等の、多くのバラメーターに依存している。たとえば内燃機関において、給送曲線を需要曲線に適合させることは、たいていの場合、費用がかかり過ぎるため、バイパス弁が使用される。給送過剰の場合は、バイパス弁のフィードバック制御により、過剰な油は所定の給送圧力によって、バイパス路を通し、圧縮されない状態で吸い込みラインに戻される。従って、このようなタイプの制御は、制御ラインにおける大きな損失を伴うため、回転速度が増すにつれて効率が低下する。上述のような、ポンプのある回転速度において生じる過剰量を避けるための唯一の実際的な方法は、吸い込み調整である。流抵抗は、油の流速が増すにつれて過比例で増加するため、歯車室(ギヤチャンバ)の吸い込み口の静的圧力がますます低下し、いわゆるキャビテーション圧力限界に達する。すなわち、油の蒸気圧を下まわるまでになる。セルの内容物は、一部は液体の油、一部は気化した油、そして一部は吸い込み空気で構成され、この内容物は、明らかに大気圧よりも低い静圧を受けることになる。吸い込み管内の流抵抗を決定し、または制御することは問題なく、たとえば、相応に細い吸い込み管、シャッター、または吸い込み口の弁によって調節することが可能である。すなわち、歯車ポンプの有効給送量曲線を消費に必要な需要曲線に広範囲に適合させるように決定または制御する。

このような制御の欠点は、キャビテーションが発生することである。つまり、絶対的な低圧力下において部分的液体および部分的気体で構成されていたセルの内容物が、急激に高圧力の領域に移送された場合、この種のポンプのシステムに特有の現象として、セル内容物の気体成分は激しく内側に破裂(内破)する。その結果、望ましくない騒音が生じ、さらに悪いことには、セル壁の破

壊が生じる場合がある。

この種の容積ポンプが吸い込み側のスロットル（絞り）によって調整されている場合、このような内破は避けなければならない。そのために用いられる公知の方法は、ポンプの吐出側、つまりセルが縮小していく範囲において、十分な時間をかけて段階的に圧縮することにより静圧を十分に増大させる。このことにより、セルが吐出口に連通する瞬間には、ガス泡の内破がもはや起こらなくなる。なぜなら、セル容量が連続的に減少することにより、気泡は再び液体に凝結させられ、または液体中に溶けるからである（例：空気）。このような解決策は、その構成上、内歯車ポンプにおいてもっともコンパクトに実現される。内歯車ポンプは、個々の給送セルが密閉かつ互いに分離されているからである。蒸気および空気部分をゆっくりと圧縮するための時間は、構成上、次のようにして保証される。すなわち、ポンプの吐出側では、最初、セルは逆止め弁を介してのみ給送圧力室に連通しているため、セルが液体で完全に満たされていない場合には、給送圧力は有効にはならない。

しかしながら、既に吸い込み側においてセルが液体で完全に満たされている場合、上述のように低回転速度範囲において、セルのより大きな圧搾圧力によって、逆止め弁が給送圧力室側に開かれる。そのため、吐出される油は、逆止め弁の開放圧力と流抵抗とに従い、給送圧力よりも僅かに高いセル圧において給送圧力室に流れ込むことができる。このような構成は、西独特許3005657で公知である。この構成においては、ケーシング内のポンプの給送圧力室の半分全体にわたって吐出溝に通じる半径方向の孔が伸びている。この半径方向の孔は、歯車室から所定と間隔に逆止め弁を有する。逆止め弁は、対応する孔の前に位置するセルの圧力が吐出孔の圧力を超える場合にのみ開く。従って、このポンプは軸方向に大きく延長している。使用されるばね弁はこわれる可能性がある。また給送セルが吐出溝に不規則に連通することも欠点である。最後に、圧力分布も、キャビテーションによる内破が生じるという欠点がある。

（課題を解決するための手段）

本発明は、吸い込み調整される歯車ポンプであって、ケーシングと、該ケーシングの歯車室内に回転可能に配置され、内部で噛合される内歯車と、該内歯車より歯が1つ少なく、該内歯車内に配置されて該内歯車と噛合する小歯車であって、該小歯車の歯は、該内歯車の歯と共に、拡大し再び縮小する動作流体用の給送セルを連続的に形成しつつ該給送セル間を密閉する、小歯車と、該ケーシング内に配置され、該動作流体の吸い込みおよび排出を行う吸い込み溝および吐出溝であって、該歯車室の噛合が最も深い点の両側に開口している吸い込み溝および吐出溝と、該吸い込み溝内に備えられた固定式または可変式のスロットル（絞り箇所）と、ポンプの圧力範囲内の逆止め弁（チェックバルブ）とを有している。噛合

の最も深い点から遠く離れている該吐出溝の口の端は、該吐出溝の口の端と給送セルが小さくなり始める周縁上の箇所との間に常に複数の給送セルが存在するように、噛合の最も深い点の近くに位置し、各給送セルは、少なくとも一方の歯車に備えられているオーバーフロー溝を介して、各々隣接する給送セルに連通されており、該逆止め弁は、該動作流体が、その給送方向の反対の方向に流れるのを防ぐように、該オーバーフロー溝に配置されており、そのことにより上記目的が達成される。

好ましくは、前記吸い込み溝および前記吐出溝の口は、前記歯車室の複数ないしは単数の正面の壁に位置している。

好ましくは、前記オーバーフロー溝は、両歯車の歯の中に配置されている。

好ましくは、前記逆止め弁は、玉弁として形成され、該弁を有する歯車の回転運動の遠心力によって該玉弁が弁座に押しつけられるようになる。

好ましくは、前記逆止め弁は前記内歯車内に配置されており、該逆止め弁を有する該内歯車は、2つの半分から形成されており、該2つの半分は、鏡像形であり、各々前記オーバーフロー溝および前記弁座の半分を有する。

前記歯車の2つの半分は、粉末冶金の焼結方法で製作されている場合がある。

前記歯車の2つの半分は、爆発溶接によって接続されている場合がある。

前記歯車の2つの半分は、焼結によって接続されている場合がある。

好ましくは、前記玉弁は、非金属材料で構成され、あるいは非金属材料でコーティングされている。

好ましくは、前記オーバーフロー溝は、前記小歯車内に配置されており、かつ該小歯車の軸状前面から加工され、弁用の玉を収容している空洞を有し、該空洞は、穴あけされた流入および流出溝を備えている。

好ましくは、前記逆止め弁には支持縁が備えられており、該支持縁は、弁座方向に向かう遠心力から、玉弁に対して接線方向に作用する成分を作り出す。

本発明の歯車ポンプは、好ましくは、自動車モーターおよび／またはギヤ用の油および／または水圧ポンプとして使用する。

（作用）

以下、作用について説明する。

本発明によれば、給送特性曲線を需要特性曲線に適合させることにより、従来必要であった大きな通路を有するバイパス配置を、多くの場合にまったく省略することができ、または、小さな圧力限定弁で代替することができる。

上記構成によれば、ケーシングは、非常に簡単に形成され、非常にわずかな軸方向の延長部を備えるだけである。給送セルが縮小していく過程において、玉弁が開く

ことによって各々の給送セルからその前の給送セルに動作流体が放出可能であるが、逆方向への放出は可能ではない。このことにより、各々の給送セルの圧力は、給送セルが縮小していく範囲で単調に増加し、吐出口における圧力値に達する。従って、内破が生じる恐れはなくなり、キャビテーション空隙は、安定してゼロにまで減少させられる。この場合の特別な利点は、玉弁を有する溝により、隣接する給送セル間には少なくない流抵抗が存在することである。

逆止め弁を歯車の歯の中に配置することは、米国特許3515496で公知である。

本発明において、たとえば、吸い込み溝および吐出溝は、その口を、内歯車を軸受けする歯車室の周囲に設けられた空間に有することが可能であり、その場合、セルと溝の口とは、内歯車内の半径方向の孔によって連通される。しかしながら、好ましくは、吸い込み溝および吐出溝の口は、いわゆる、吸い込みおよび吐出用「腎臓」形に形成され、歯車の正面の壁に配置される。これにより、給送セルへの流入および流出断面積を非常に大きくすることができる。

オーバーフロー溝は、たとえば、歯車の本体に備えることが可能である。しかしながら、好ましくは、オーバーフロー溝は、歯車の歯の中に配置するとよい。

逆止め弁は、たとえばオーバーフロー溝に設けられた対応する拡張部に配置されており、ポンプ軸に平行な軸を有する円筒ころによって形成可能である。円筒ころは、流れの影響を受けて、拡張部内で閉鎖すべき溝の口に当接するように位置するようになる。これらの弁としてはね付勢された弁を用いることも可能である。しかし、好ましくは、逆止め弁を玉弁として形成する。その場合、玉は、弁を有する歯車の回転運動の遠心力によって、弁座に押しつけられるように意図されている。このような構成は、設計が簡単なだけでなく、製作上もより簡単で、弁用のばねを設ける必要もない。

原則的には、オーバーフロー溝は、たとえば歯車の対応する前面部に溝として形成することが可能であり、逆止め弁は、溝の拡張部に配置される。この場合、オーバーフロー溝の壁の一部は、ケーシングの対応する正面の壁によって形成される。また、ここまでのことろ、様々な可能性がある。しかしながら、本発明の好ましい実施態様によれば、逆止め弁を有する歯車を2つ半分で形成し（この2つの半分の分離面は、歯車の回転軸に対する基準面である）、2つの半分は鏡像形であり、半分の各々が弁溝と弁座の半分を有している。この2つの半分は、必ずしも互いに接続していなければならないことはない。なぜなら、この2つの半分は、その回転位置に一致する歯車の歯によって固定されており、歯車室の正面の壁が軸方向に互いに分離するのを妨げるからである。

ここで考慮すべきことは、本発明による歯車ポンプは、歯数差が1であり、すべての歯が、常に、対向する

歯車の歯と歯合していることである。それにより歯車の2つ半分は、特に円周方向に良く案内されることになる。さらに同じことが、センタリングにもあてはまる。

しかしながら、オーバーフロー溝と逆止め弁とを有する歯車の2つ半分は、互いに結合されていることが好ましい。この結合は、たとえば爆発溶接によって行われる。当然のことながら、弁本体は、溶接結合の前に対応する室に入れられなければならない。

あるいは、歯車の2つ半分は、焼結によって互いに結合されてもよい。また、オーバーフロー溝を有する歯車の2つ半分を、軸ねじによって互いに結合することも可能である。

内歯車の2つ半分は、通常の方法で、たとえ機械加工により相応の素材から製作可能である。しかし、好ましくは、内歯車の2つ半分は、粉末冶金の焼結方法によって製作される。この方法によれば、その後の余分な作業が不要となる。

本発明の歯車用の材料としては、たとえば強化焼結金属がある。しかしながら、使用目的や必要な個数に応じて、鋼またはねずみ鉄をその材料として用いることもできる。

弁本体、好ましくは玉は、たとえば鋼球でよい。より好ましくは、非金属材料の玉、または非金属材料でコーティングされている金属球を使用する。これは、弁座に玉が焼き付くのを防止する。更に、非金属材料を用いることにより、慣性力を減少することができる。

本発明の好ましい実施態様によれば、小歯車の歯にオーバーフロー溝が設けられる。オーバーフロー溝は、玉を受け入れる空洞を有しており、小歯車の軸方向の一方の前面から作業され、これらの空洞への流入流出溝がドリルによって孔開けされている。

逆止め弁に支持縁を備えることにより、弁の玉を特別に良く案内することができる。この支持縁は、弁座方向の遠心力から、玉の接線方向に作用する成分を作り出す。これは、オーバーフロー溝の特別に流れに有利な案内を可能とする。

（実施例）

以下に本発明を実施例について説明する。

第1図に示されるように、ポンプは、形状を簡略化して示されているケーシング1を有する。ケーシング1のシリンドラ状をなす歯車室（ギヤチャンバ）には、歯車室の周囲壁に歯先端が近接するようにして内歯車2が軸支されている。同様に、ケーシング1内には歯車ポンプの小歯車（ビニオン）4を支持する軸3が配置されている。小歯車4の歯数は内歯車2の歯数よりも1つ少ない。従って、小歯車4の全ての歯は常に内歯車2の1つの歯と噛合している。これにより、小歯車4と内歯車2の歯の隙間によって形成される給送セル13および17は、隣接するセルに対して常に密閉された状態にある。この歯車ポンプの回転方向は、矢印18で示されるように時計

方向になっている。第1図に破線で示すように、図面の背後に位置する歯車室の正面壁には吸い込み口11が備えられている。同様に図上左上側部に破線で示される吐出口19が備えられている。吸い込み口11及び吐出口19は、ここでは、いわゆる「腎臓形」として形成されている。

内歯車2と小歯車4の中心点5と6は、偏心7を有しており、偏心7は歯車の歯先円直径と共に作動流体の給送容積を規定する。給送容積は、更に、歯車の幅寸法8に比例する。この給送容積の幾何学的な大きさは、第7図に破線で示される理論的なポンプの給送線9の傾きを決定する。

ポンプの回転数が低い場合、ここには表されていない取水溝の吸い込み速度は小さい。このため、その輪郭が破線11で示される吸い込み腎臓形は、ほとんど吸い込み周囲範囲全体に伸び、ケーシング1内の脇に配置されている。吸い込み腎臓形10には油を泡なしで流し込むことができる。本質的な低圧が発生しないからである。低圧の経過は第7図に12で示される。このように回転数と歯の噛み合い頻度が低い場合、歯と歯の間の流れのインビーダンスも小さいので、噛み合わせになっている歯14と15の間の位置13にある吸い込みセルは、広範囲に泡のない油で満たされる。図面からわかるように、取水溝または吸い込み腎臓形10の口は、点16の近くまで周囲方向に伸びる。点16は、一番深い歯合箇所と正反対にある。この点16の範囲においては、2つの各々互いに対峙する歯のすき間によって形成される給送セルは最大容積を有し、回転数が低い場合には、給送セルは完全に油で満たされている。ポンプがさらに回転し、給送セルが第1図の点16の左の範囲に至る場合には、給送セルは、位置17において吐出セルとなる。なぜなら、給送セルの容積は、ここから安定に単調減少をして、一番深い歯合箇所においてほとんどゼロに至るからである。

調整が行われないこのタイプの歯車ポンプの場合、その輪郭が破線20で示されている吐出口19も、同様に点16に密接するまで案内される。即ち、できるだけ遠く、しかし吸い込み空間と圧力空間と間に本質的な油漏れが起こるような短絡が生じるほどには遠くなく、である。このことより、17の位置の給送セルは、その容積減少の最初において、圧縮損失なしで油を圧力溝に放出することが可能となる。このプロセスにおいて、吐出口19、そして第1の位置17.1にある給送セルとともに、全給送圧力を受ける。

一方、本発明のポンプの構成によれば、歯車室の吐出孔あるいは圧力腎臓形は、周囲方向において一番深い歯合箇所に向かって非常に短縮されている。これは第1図でもわかる通りである。その場合、17.1~17.3の位置の給送セルは泡のない油によって充填される時には、空になることができなければならないが、それを、内歯車2の歯に設けられたオーバーフロー溝128が可能にする。

各オーバーフロー溝128には逆止め弁21が備えられてい

る。容積が安定して減少する17.1~17.3の位置の給送セルは、中に逆止め弁21.1~21.3が配置され、直列に連結されたオーバーフロー溝128によって、圧力腎臓形への給送方向にその内容物（油）を放出することができる。このプロセスにおいて、17.1~17.3の位置の給送セルには、圧力腎臓形である吐出口19よりも若干高い静圧が印加されていなければならない。なぜなら、逆止め弁21を有するオーバーフロー溝128においては、流抵抗に起因する損失が生じるからである。回転速度が低い場合には、流速が小さいため、この損失は大きくなない。もちろん、絞り（スロットリング）の結果生じるような損失は、逆止め弁21の適切な構成によって、できるだけ小さくしなければならない。

オーバーフロー溝128の口および/または歯と、歯のすき間の形状とは、当然のことながら、ポンプ回転方向の流体の流れが一番深い噛み合箇所において阻止されるように位置および寸法がとられていなければならない。これは、難しい問題ではない。

本発明のポンプによれば、一定の限界回転速度まで、原則的に回転速度に比例する給送量が供給される。この限界回転速度を超えた場合、給送管の静圧が低下し始め、臨界値以下に下がる。これは、第7図で一番よくわかる通りである。実測したポンプでは、この回転速度は、およそ1200r.p.mである。1450r.p.mからは、回転速度が増大しても、給送量は停滞する。なぜなら、吸い込み静圧が、油の蒸気圧より低くなるからである。そうすると、空洞が13の位置の給送セルに生じ始める。給送セルの位置13は、理論的には、小歯車4の歯元円22の範囲に集中する。なぜなら、泡のない油は、遠心力によつて、軸方向外側に押しやられるからである。回転速度約2100r.p.mにおいては、第7図からわかる通り、ポンプは最大給送量の2/3しか給送しない。この状態は、第1図において破線で描かれた水準線23によって表わされている。水準線23は、内歯車2の中心軸に対して同心円である。この水準線23には、水準記号24が備えられている。水準線23の軸方向内側には、おおむね油の蒸気および/または空気があり、軸方向外側には、おおむね液体の油がある。水準線23は、17.3の位置の給送セルの歯元点25を通っている。位置17.3は、ちょうど給送セルが圧力腎臓形または吐出口19に接続しようとしているところである。ポンプは、好ましくは、予想される最大作動回転速度においても、水準線23が、実質的に歯元点25を越えて軸方向外側にいかないように設計されている。この歯元点25は、その歯のすき間が、ちょうど吐出口19の縁に達し始めている給送セルを形成する小歯車4の歯の歯元点である。

この水準線23は、吸い込み調整が影響を受けない限り、当然のことながら軸方向のより内側に設けることが可能である。

50 17.1~17.3の位置の給送セルは、歯元の面ないしは歯

11

先端部によって互いに密閉されている。図示されている構成の逆止め弁25は、弁玉に作用する遠心力の効果だけではなく、セル位置17.1～17.2から17.3へと増大する静圧によっても閉鎖されている。従って、吐出口19の給送圧は、17.1～17.3の位置の給送セルには作用しない。従って、水準線23内側の空洞26は、給送セルが17.3の位置に至り圧力管と接続するまでの間に、セルの容積の減少によって十分な時間をかけて小さくなることができる。そのため、空洞26の衝撃的な内破を生じる恐れがあるキャビテーションを避けることができる。

第1図の水準線23の位置からわかるように、実際に2100r.p.m以上回転速度で再びキャビテーションが生じる恐れがある。なぜなら、第7図が示すように、この回転速度から、ポンプの充填度がさらに下がり続けていくからである。しかし、実際は、このような遷移はあまり進展せず、さらに高い回転速度においてもキャビテーション騒音が認められないことがわかった。これは、動力学的な影響によって、給送セル位置17.1から17.3の位置まで、非常にゆるやかに圧力が上昇するためであると考えられる。

第2図は、第1図の遠心力逆止め弁の配置を示す拡大断面図である。内歯車2は、ここでは、2つの部分（すなわち、2つの「半分」）から構成されており、この2つの半分は、分離線27および28によって示される分離面で互いに半田付けまたは溶接されている。玉29の左右には、30で示されるバイパス溝が備えられており、これにより、弁座31が開いたときに十分な通り抜け横断面積が確保される。

第3図と第4図に示されている実施例において、オーバーフロー溝33および34は、穴明け加工によって小歯車4の歯の中に形成される。この場合、たとえば鋼で製作された小歯車4は、分割されていない。逆止め弁を形成するために、小歯車4の前面の空間から歯の中に、支持縁32を備えた空洞35が形成される。支持縁32は、後で説明される第4図と第5図に示される構成と同様に、逆止め弁が閉鎖するように運動するときに、玉36の案内として機能する。空洞35を、一番安価な焼結方法以外の方法で製作する場合には、たとえば、NC制御されるフライス盤を用いてフライス削りをしてもよい。オーバーフロー溝33と34は、ここでは、穴明け加工によって形成されている。また、玉36は、遠心力と流体力学的によって、自動的に、中心に位置するようにして弁座に押しつけられる。ケーシング1の壁37は、玉36が外へ落ちるのを防いでいる。

図面でわかるように、玉弁を有する溝は、常に、弁の玉36が遠心力によって弁座に押しつけられるように配置する必要がある。すなわち、好ましい実施例においては、第1図の場合と同じように、玉の運動が実質的に半径方向成分を有するように、弁の溝が湾曲していないなければならない。このような構成をとることができないよう

12

な場合には、支持縁32を使って玉36を傾けることができる。即ち、玉36は、遠心力によってまず支持縁32に押しつけられ、遠心力の影響を受けて、さらにこの支持縁32に沿って回転し、弁座を閉じる位置に至る。

第5図および第6図に示されている実施例では、オーバーフロー溝および逆止め弁は内歯車2内に配置されているが、第1図および第2図による構成の場合より、流れに対して都合良くなるように形成されている。この目的のために、支持縁32が備えられており、支持縁32によって、遠心力から接線方向の閉鎖力成分を作り出し、そのことにより、弁座は接線方向の作用線を有する。このような実施例は、歯車セットが非常に広い場合に好ましい。そのような場合、低回転速度で作動流体が絞られていない場合、非常に多くの油が、逆止め弁を通って流れなければならない。

第1図と第2図および第5図と第6図に示されるオーバーフロー溝と逆止め弁が備えられている歯車をコスト的に有利に製作するためには、歯車を軸的に分割して製作することができる。その場合、歯車の各半分は、粉末冶金方法で製作可能である。このような粉末冶金で製作された構成部材の耐久性は限定されているので、この場合のポンプの圧力能力も限定されることになる。

この粉末冶金による製作の欠点を避けたい場合には、ポンプは、たとえば、第3図と第4図に従って製作可能である。

（発明の効果）

以上の本発明によれば、上述のように、短く、小型で（直径の小さい）、且つ簡潔な構造を有し、動作信頼性の高い歯車ポンプを実現できる。また、本発明によるポンプは、圧力領域の都合の良い分布特性を実現できる利点がある。更に、既存の歯車ポンプの構成にわずかな変更を加えるだけでよいので、大きな設計変更を要しないという利点がある。

それ故、自動車モーターおよび/またはギヤ、特にオートマチックギヤ用の油および/または水圧ポンプとして利用する場合に特に有意義なものになるが、別の応用、たとえば水圧式制御システムでの応用にも適している。

【図面の簡単な説明】

第1図は、本発明による完全な歯車ポンプの断面図である。

第2図は、第1図による内歯車の歯を通るA-A線による拡大部分断面図である。

第3図は、本発明による歯車セットの部分図である。

第4図は、第3図におけるB-B線による断面図である。

第5図は、本発明のもう1つの実施例の部分図である。

第6図は、第5図のC-C線による断面図である。

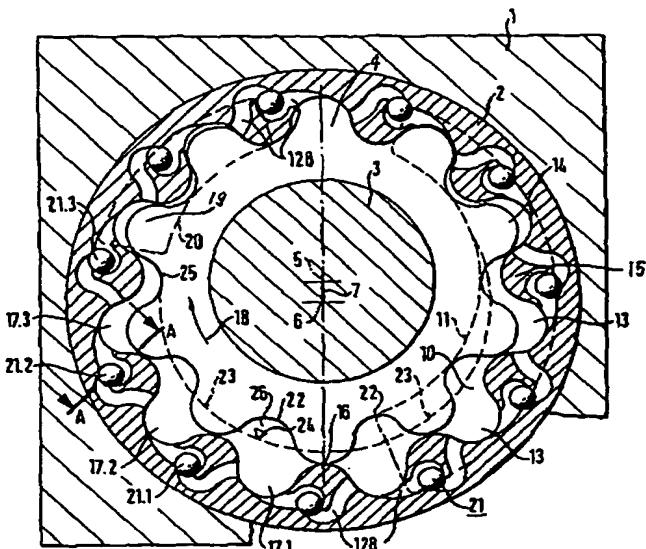
第7図は、第1図と第2図における歯車ポンプの測定された特性曲線を示すグラフである。

50

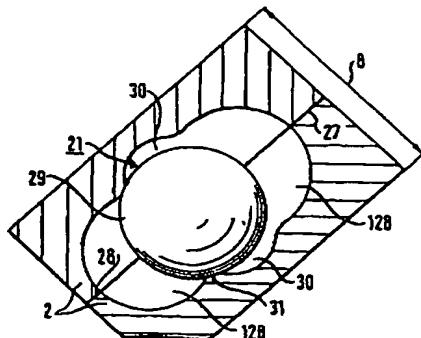
(符号の説明)
1 ……キャッシング
2 ……内歯車
4 ……小歯車
11 ……吸い込み口
13、17 ……給送セル

- * 19……吐出口
- 21……逆止め弁
- 29……玉
- 32……支持縁
- 128……オーバーフロー溝

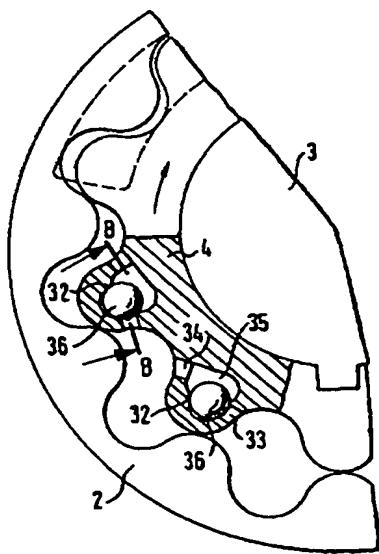
〔第1図〕



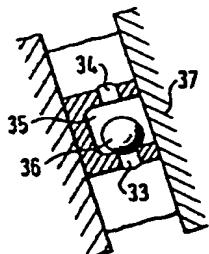
〔第2図〕



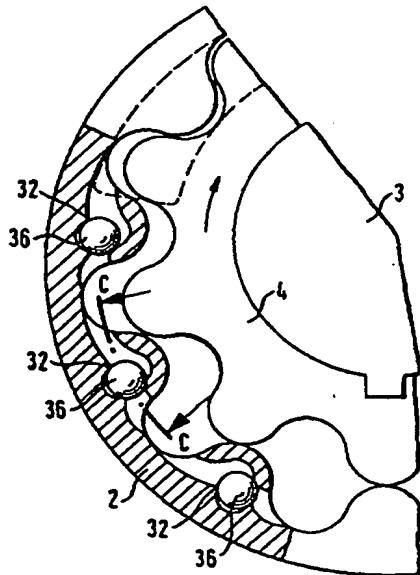
〔第3図〕



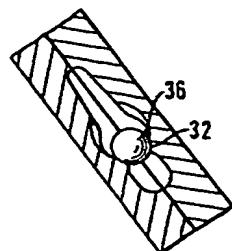
【第4図】



【第5図】



【第6図】



【第7図】

